

PAT-NO: JP361210282A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 61210282 A

TITLE: ROTOR CURVE CORRECTING METHOD FOR INTERNAL GEAR PUMP IN TROCHOIDAL ENGAGEMENT

PUBN-DATE: September 18, 1986

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

NIWA, TOSHIICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
KK YAMADA SEISAKUSHO	N/A

APPL-NO: JP60049901

APPL-DATE: March 13, 1985

INT-CL (IPC): F04C002/10

US-CL-CURRENT: 418/150, 418/166

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce a clearance between an inner rotor and an outer rotor as well as to improve the pressure feed efficiency of a trochoidal pump, by correcting each theoretical tooth profile of both these inner and outer rotors of the trochoidal pump as much as the specified quantity.

CONSTITUTION: Technical data of an inner rotor are set to a base circle radius AO, a rolling circle radius BO, a describing circle radius CO and a tooth number n, while another data of an outer rotor are theoretically set to a line circle center circle radius DO = AO + BO, a line circle radius CO, a tooth number n + 1. In this pump, a radial clearance value between both inner and outer rotors is set down to a fundamental correction value  $\Delta X$ , a backward value from a tip part of an inner rotor theoretical curve to  $\Delta X_1$  and another backward value from a tip part of an outer rotor theoretical curve to  $\Delta X_2$ , respectively, whereby each tooth profile curve of both these rotors are corrected according to an expression I as in illustration.

COPYRIGHT: (C)1986,JPO&Japio

## ⑪ 公開特許公報 (A)

昭61-210282

⑤Int.Cl.  
F 04 C 2/10識別記号  
厅内整理番号  
Z-7725-3H

⑩公開 昭和61年(1986)9月18日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全5頁)

⑪発明の名称 トロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター曲線修正方法

⑪特願 昭60-49901

⑪出願 昭60(1985)3月13日

⑪発明者 丹羽 敏一 桐生市広沢町1丁目2904番地

⑪出願人 株式会社 山田製作所 桐生市広沢町1丁目2757番地

## 明細書

1. 発明の名称 トロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター曲線修正方法。

## 2. 特許請求の範囲

基礎円半径  $A_O$ 、転円半径  $B_O$ 、偏心量  $\epsilon$ 、描画円半径  $C_O$ 、歯数  $n = A_O / B_O$  によって理論曲線が与えられるインナーローターと、列円中心円半径  $D_O = A_O + B_O$ 、列円半径  $C_O$ 、歯数  $n + 1$  によって理論曲線が与えられるアウターローターとの組合せにおいて、インナーローターとアウターローターとの歯先離隔量を基本修正量  $\Delta X$  とし、前記インナーローター理論曲線の歯先部からの後退量を  $\Delta X_1$ 、前記アウターローター理論曲線の歯先部からの後退量を  $\Delta X_2$  として、下記条件によってインナーローター曲線及びアウターローター曲線を理論曲線から修正することを特徴とするトロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター曲線修正方法。

## インナーローター修正条件

$$A_I = A_O - n \times \Delta Y$$

$$B_I = B_O - \Delta Y$$

$$C_I = C_O - ((n + 1) \times \Delta Y - \Delta X_1)$$

但し、 $0 < \Delta Y < (1.2 - 0.06n) \times \Delta X$

## アウターローター修正条件

$$D_I = D_O + \Delta X_2$$

但し

$$\Delta X_2 = \Delta X - \Delta X_1$$

ここで、

$A_I$  : 修正後の基礎円半径

$B_I$  : 修正後の転円半径

$C_I$  : 修正後の描画円半径

$D_I$  : 修正後の列円中心円半径

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

本発明はトロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのインナーローターとアウターローターとの組み合わせにおいて、インナーローター曲線及びアウターローター曲線を理論曲線に対して修正するための曲線修正方法に関するものである。

## 〔従来技術〕

第1図はトロコイド曲線を用いたインナーローターの理論曲線の説明図であり、基礎円半径AOの基礎円(1)円周上を転円半径BOの転円(2)が滑りなく転がる時に、転円(2)の中心から偏心量eだけ離れた点の描く軌跡がトロコイド曲線Tであり、このトロコイド曲線T上を中心とする描画円半径COの描画円(3)の包絡線によつてインナーローター(4)の理論曲線が得られ、この時のインナーローター(4)の歯数nは基礎円半径AOと転円半径BOとの比率AO/BOによつて決定される。このインナーローター(4)と噛み合うアウターローター(5)は第2図に示す如く半径DO=AO+BOの列円中心円(6)上の、描画円(3)と同一半径COの列円(7)によつて得られ、この時のアウターローター(5)の歯数は、インナーローター(4)の歯数nに対してn+1となる。そして、第3図に示す如くポンプケース(11)内でインナーローター(4)とアウターローター(5)とのトロコイド噛み合いを利用した内接歯車ポンプが、昨

今油圧ポンプ、内燃機関の潤滑用ポンプとして多用されている。しかし、上記の様にして得られるインナーローター(4)とアウターローター(5)との理論曲線での噛み合い、すなわちインナーローター(4)とアウターローター(5)との間に隙間のない状態の噛み合いは、実際には加工精度上の誤差による回転不良や扱う流体中に含まれる微粒異物によるローター(4)(5)のカジリ等を防ぐ意味から好ましくなく、インナーローター(4)とアウターローター(5)との間には隙間を設けることが必要とされている。この隙間を設ける方法として、第1図に示す描画円半径COを大きく修正して、インナーローター(4)を理論曲線に対して平行に後退させ、アウターローター(5)と噛み合わせたとき隙間を設けることが試みられている。あるいは、第2図に示すアウターローター(5)の列円中心円半径DOを大きくして歯先を後退させて、インナーローター(4)と噛み合わせたときの隙間を設けることが試みられている。

〔発明が解決しようとする問題点〕

トロコイド噛み合いするインナーローター(4)とアウターローター(5)との組み合わせを第3図に示す如く内接歯車ポンプとして用いた場合、インナーローター(4)とアウターローター(5)との間の歯間室に閉じ込められた流体を圧縮するために、ポンプ回転中にアウターローター(5)には矢印方向への力が作用し、アウターローター(5)はポンプケース(11)との隙間の範囲内で矢印方向へ押されて回転するものであり、このためにインナーローター(4)とアウターローター(5)との隙間量を測定する場合にも実際のポンプ作用時すなわち第3図に示す如くアウターローター(5)を矢印方向へ押して隙間量Sを測定することが常であり、前記いずれかの修正方法により修正されたインナーローター(4)とアウターローター(5)とのトロコイド噛み合いにおける隙間量Sを上記方法により測定すると、ローター(4)(5)が回転して破線に示す位置で生じる隙間量が特に大きくなり、ポンプ効率を著しく低下させる原因となる。これは、アウターローター(5)を矢印方向に押圧すると

破線で示す状態において、アウターローター(5)の歯底部とインナーローター(4)の歯先部との隙間を片寄らせて一方に集積するために、アウターローター(5)の移動量が大きくなり、この時の隙間量Sが大きくなつてしまふのである。本発明はこれらの点に鑑みなされたもので、トロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター回転時に生じる隙間量の最大時及びその近傍における隙間量を小さくしてポンプ効率が向上するトロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター曲線修正方法を提供することを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

本発明者はトロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローターについて解析を重ねた結果、ある条件によりインナーローター曲線とアウターローター曲線とを同時に修正すると隙間量の最大時及びその近傍における隙間量を小さくし、しかも隙間変動率が小さくなることを見出したもので、基礎円半径AO、転円半径BO、偏心量e、描画円半径CO、歯数n=AO/BOによつて理論曲線

が与えられるインナーローターと列円中心円半径  $D_0 = A_0 + B_0$ 、列円半径  $C_0$ 、歯数  $n + 1$  によつて理論曲線が与えられるアウターローターとの組み合わせにおいて、インナーローターとアウターローターとの歯先離隔量、すなわち理論的な噛み合いにおけるインナーローターの歯先とアウターローターの歯先との距離を基本修正量  $\Delta X$  とし、この時のインナーローター理論曲線の歯先部からの後退量を  $\Delta X_1$ 、アウターローター理論曲線の歯先部からの後退量を  $\Delta X_2$  として、下記式により修正後の基礎円半径  $A_1$ 、転円半径  $B_1$ 、描画円半径  $C_1$ 、及び列円中心円半径  $D_1$  を求め、インナーローター曲線及びアウターローター曲線を理論曲線から修正する。

## インナーローター修正条件

$$A_1 = A_0 - n \times \Delta Y$$

$$B_1 = B_0 - \Delta Y$$

$$C_1 = C_0 - ((n + 1) \times \Delta Y - \Delta X_1)$$

但し、 $0 < \Delta Y < (1.2 - 0.06n) \times \Delta X$

## アウターローター修正条件

$$D_1 = D_0 + \Delta X_2$$

但し

$$\Delta X_2 = \Delta X - \Delta X_1$$

この修正後の基礎円半径  $A_1$ 、転円半径  $B_1$ 、描画円半径  $C_1$  を用いてインナーローターを製作すると、第4図に示す如くインナーローターの理論曲線(8) に対して従来試みられていた描画円半径を  $\Delta X_1$  だけ大きくして歯先を後退させたインナーローター曲線(10) に比べて本発明インナーローター曲線(9) は歯の中央から歯先付近に渡つて歯厚が増したものとなる。そして、修正後の列円中心半径  $D_1$  を用いてアウターローターを製作すると、アウターローター曲線は理論曲線に対する後退量が歯先から歯底に移るにつれ漸減したものとなり、歯厚が増したインナーローターと円滑に噛み合う。しかし、上記条件において  $\Delta Y$  が 0 以下すなわち基礎円半径  $A_1$ 、転円半径  $B_1$  が増大する様な修正は、従来試みられている修正方法によるインナーローター曲線(10) に比べて歯厚が減少

し、最大隙間量及び隙間変動率が大きくなることから好ましくなく、又、 $\Delta Y$  が  $(1.2 - 0.06n) \times \Delta X$  を超えるとインナーローターとアウターローターとが回転時に干渉する恐れがあり、円滑なトロコイド噛み合いが得られず、ローターに異状摩耗を生じる恐れがあり、この上限値を  $\Delta Y$  が超えることは好ましくない。

## 〔作用〕

前記方法により修正されたインナーローター曲線(9) は歯の中央部から歯先付近に渡つて歯厚が増し、アウターローターの歯底付近の後退量が歯先部の後退量より小さくなることから、アウターローターを押圧して隙間を一方に集積して測定した場合、歯厚の増した分だけアウターローターの移動量が減少し、集積された隙間量  $S$  が小さくなり、隙間量  $S$  の増大を防止する。

## 〔実施例〕

前記修正方法を基礎円半径  $A_0 = 30 \text{ mm}$ 、転円半径  $B_0 = 7.5 \text{ mm}$ 、偏心量  $e = 4 \text{ mm}$ 、描画円半径  $C_0 = 20 \text{ mm}$ 、歯数  $n = 4$  を理論曲線と

するインナーローターで実施した。この時のアウターローターは半径  $D_0 = 37.5 \text{ mm}$ 、列円半径  $C_0 = 20 \text{ mm}$  で与えられている。まず、インナーローターとアウターローターとの歯先離隔量となる基本修正量  $\Delta X = 0.05 \text{ mm}$  とし、インナーローター理論曲線の歯先部からの後退量  $\Delta X_1 = 0.04 \text{ mm}$ 、アウターローター理論曲線の歯先部からの後退量  $\Delta X_2 = 0.01 \text{ mm}$  として、前記条件によつて修正後の基礎円半径  $A_1$ 、転円半径  $B_1$ 、描画円半径  $C_1$  及び列円中心円半径  $D_1$  を算出する。この場合、 $\Delta Y$  は  $0 < \Delta Y < 0.048 \text{ mm}$  の範囲で選定し、 $\Delta Y = 0.04 \text{ mm}$  とした時、基礎円半径  $A_1 = 29.84 \text{ mm}$ 、転円半径  $B_1 = 7.46 \text{ mm}$ 、描画円半径  $C_1 = 19.84 \text{ mm}$  が与えられ、これと偏心量  $e = 4 \text{ mm}$  によりインナーローターを作製し、列円中心円半径  $D_1 = 37.51 \text{ mm}$  と列円半径  $C_0 = 20 \text{ mm}$  によりアウターローターを作製する。そして、このインナーローターとアウターローターとを組み合わせて隙間量  $S$  を測定した結果を第5図に示す。測定条件

件は第3図に示す如くアウターローターを矢印方向に押圧し、一方に集積された隙間量Sを測定したもので、第3図中破線で示す状態を0°としてローターを回転させて隙間量Sを測定した。第5図において、図中(S3)は本発明修正方法による隙間量Sを示す線図であり、図中(S1)は従来試みられている描画円半径Cを基本修正量 $\Delta X = 0.05$ mm大きくして20.05mmとして修正したインナーローターとアウターローターとの組み合わせによる隙間量Sを示す線図、図中(S2)は従来試みられているアウターローターの列円中心円半径D<sub>O</sub>を基本修正量 $\Delta X = 0.05$ mm大きくして37.55mmとして修正したアウターローターとインナーローターとの組み合わせによる隙間量Sを示す線図である。この結果から図中(S1)(S2)で示す従来試みられている修正方法においては、隙間量Sがローター回転角度0°の時 $S_1 = 0.165$ mm、 $S_2 = 0.154$ mmと大きくなっているのに対し、図中(S3)で示す本発明修正方法ではローター回転角度0°の時0.121mmと隙

間量Sが減少している。すなわち従来試みられているインナーローター又はアウターローターのどちらか一方を修正する方法と同一のインナーローターとアウターローターとの歯先離隔量 $\Delta X$ とした場合、歯先離隔量 $\Delta X$ をインナーローター側の後退量 $\Delta X_1$ 、アウターローター側の後退量 $\Delta X_2$ として、歯先離隔量 $\Delta X$ と歯数nとで $\Delta Y$ を選定し、インナーローター曲線とアウターローター曲線とを修正することで、本発明のインナーローターはその歯形の中央部から歯先付近に渡つて歯厚が増し、アウターローターはその歯底部付近の後退量が減少するので、アウターローターが押圧されて集積される隙間量Sが小さくなる。

#### (発明の効果)

本発明は前述の如くであるからトロコイド噛み合いする内接歯車ポンプのローター曲線修正方法において、最大隙間発生時の隙間量及びその近傍での隙間量を小さくすることができる。ポンプ効率を向上することができる。そして、インナーローターとアウターローターの両方を同時に修

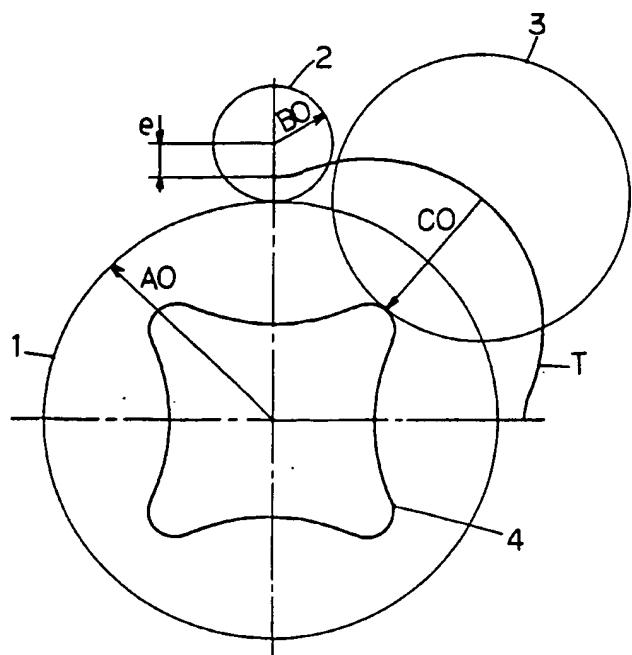
正出来るので、従来どちらか一方を修正していたものに比べ優れた内接歯車ポンプのローターを容易に得ることが出来る。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図はインナーローターの理論曲線の説明図、第2図はアウターローターの理論曲線の説明図、第3図は内接歯車ポンプの正面図、第4図は本発明と従来例とを比較したインナーローターの部分拡大図、第5図はローター回転角度と隙間量との関係を示す線図である。

#### 符号の説明

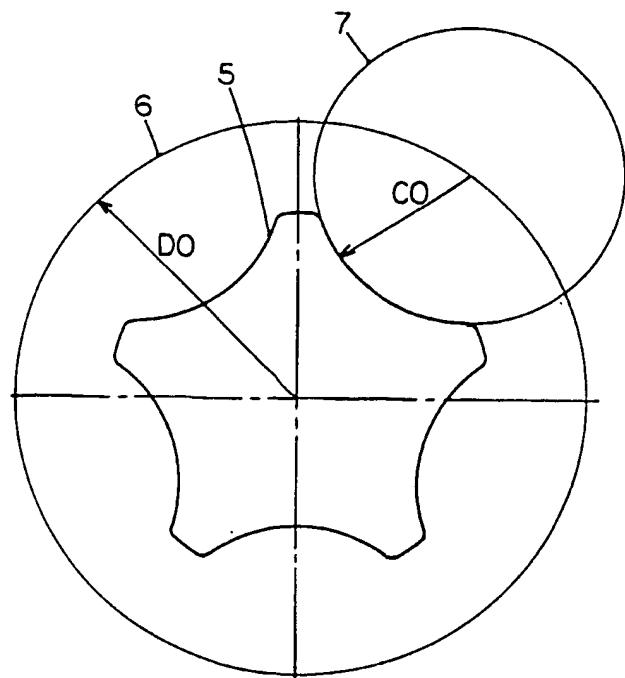
- 1…基礎円 2…転円 3…描画円
- 4…インナーローター 5…アウターローター
- 6…列円中心円 A<sub>O</sub>…基礎円半径
- B<sub>O</sub>…転円半径 C<sub>O</sub>…描画円半径 e…偏心量
- T…トロコイド曲線 D<sub>O</sub>…列円中心円半径



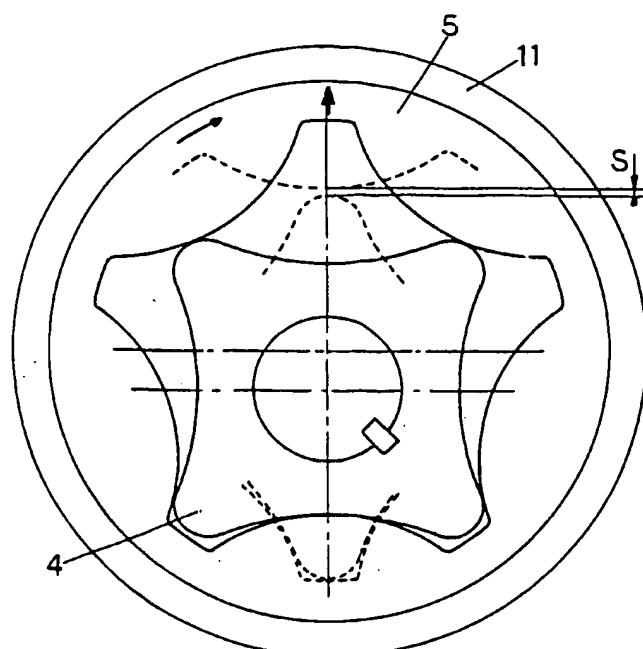
第1図

特許出願人 株式会社 山田製作所  
代表者 山田 康彦

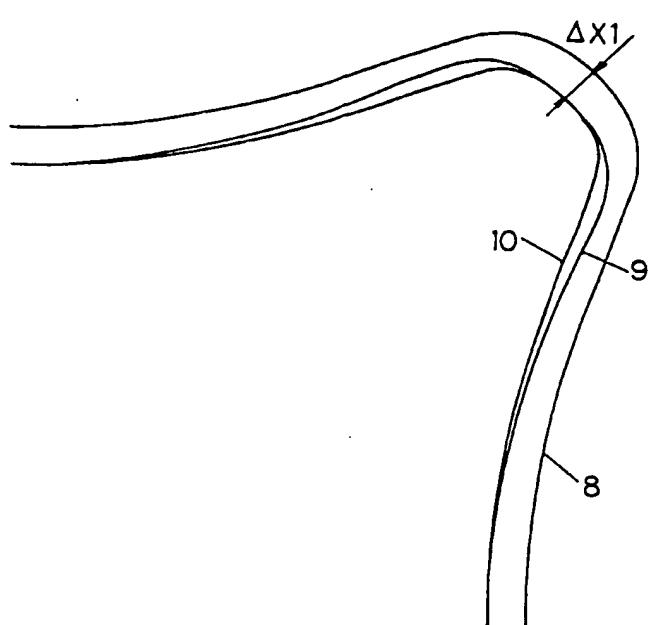




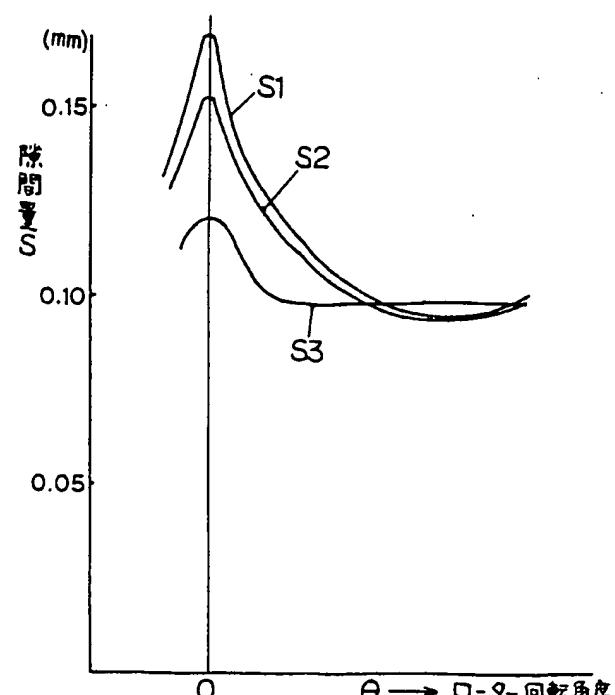
第2図



第3図



第4図



第5図

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**